

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2002 年 1 月 17 日 (17.01.2002)

PCT

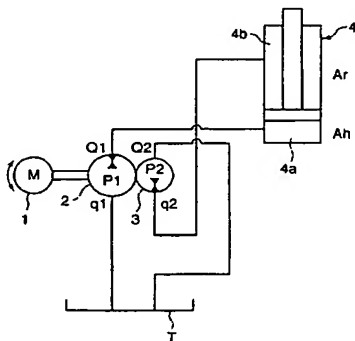
(10) 国際公開番号
WO 02/04820 A1

- (51) 国際特許分類: F15B 11/02, 11/08 (72) 発明者; および
(21) 国際出願番号: PCT/JP01/05828 (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 吉松英昭 (YOSHI-MATSU, Hideaki) [JP/JP]; 早乙女吉美 (SAOTOME, Yoshimi) [JP/JP]; 〒651-2271 兵庫県神戸市西区高塚台1丁目5番5号 株式会社 神戸製鋼所 神戸総合技術研究所内 Hyogo (JP).
(22) 国際出願日: 2001 年 7 月 5 日 (05.07.2001)
(25) 国際出願の言語: 日本語
(26) 国際公開の言語: 日本語
(30) 優先権データ:
特願2000-207985 2000 年 7 月 10 日 (10.07.2000) JP (74) 代理人: 小谷悦司, 外 (KOTANI, Etsuji et al.); 〒530-0005 大阪府大阪市北区中之島2丁目2番2号 ニチメンビル2階 Osaka (JP).
特願2000-226655 2000 年 7 月 27 日 (27.07.2000) JP (81) 指定国 (国内): KR, US.
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): コベルコ建機株式会社 (KOBELCO CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒731-0138 広島県広島市安佐南区祇園3丁目12番4号 Hiroshima (JP). (84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR).
添付公開書類:
— 国際調査報告書

[続葉有]

(54) Title: HYDRAULIC CYLINDER CIRCUIT

(54) 発明の名称: 液圧シリンダ回路



(57) Abstract: A hydraulic cylinder circuit capable of operating a one side rod type hydraulic cylinder to an extension side and a retraction side at a same speed by a hybrid system driving a pump by a motor and simplifying a circuit configuration, characterized in that pressurized fluid is supplied to and discharged from both the head side and rod side pressure chambers (4a, 4b) of the one side rod type hydraulic cylinder (4) by both first and second hydraulic pumps (2, 3) driven by the motor (1) at a flow rate in correspondence with the cross sectional ratio of both side pressure chambers (4a, 4b), whereby the hydraulic cylinder (4) can be operated to the extension and retraction sides at the same speed.

(57) 要約:

電動機でポンプを駆動するハイブリッド方式によって片側ロッド式の液圧シリンダを伸長側及び縮小側に同速で作動させ、しかも回路構成を簡素化するシリンダ回路。電動機(1)によって駆動される第1及び第2両液圧ポンプ(2, 3)により、片側ロッド式の液圧シリンダ(4)のヘッド側及びロッド側両圧力室(4a, 4b)に、両側圧力室(4a, 4b)の断面積比に対応する流量比で圧液を供給、排出することにより、液圧シリンダ(4)を伸長側及び縮小側に同速で作動させることを特徴とする。

WO 02/04820 A1



2文字コード及び他の略語については、定期発行される
各PC7ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語
のガイダンスノート」を参照。

明細書

液圧シリンダ回路

技術分野

本発明は、液圧シリンダに供給する液圧流量を制御する液圧シリンダ回路に関し、特に電動機で液圧ポンプを駆動し液圧シリンダに液圧を供給する液圧回路に好適である液圧シリンダ回路に関するものである。

背景技術

液圧ポンプから吐出される圧液を受けて作動する液圧シリンダを利用し、作業を行う装置として、例えば特開平 9-174300 号公報に記載の液圧作動加圧加工装置が知られている。

この装置の液圧シリンダは、第 7 図に示すように、ヘッド側とロッド側に容積差のある（ロッド側圧力室の断面積がヘッド側圧力室のそれよりもピストンロッドの断面積分だけ小さいことによる）片ロッドシリンダ 60 を、電動機 61 で駆動する一つの液圧ポンプ 62 で駆動するものであり、液圧シリンダ 60 を伸長させるときのヘッド側及びロッド側における圧液流量と、液圧ポンプ 62 から吐出及び吸入される圧液流量との間でアンバランスが発生する。このアンバランス量が余剰であるときはタンク T に戻し、この逆に不足するときにはタンク T から吸入する。

具体的には、液圧シリンダ 60 を伸長させる場合、ロッド 60 a に固定された加工具 63 の自重でロッド側圧力室 60 b に負荷圧が発生し、そのロッド側圧力室 60 b から押し出される圧液はポンプ 62 に吸入され、反対側に吐出されて液圧シリンダ 60 のヘッド側 60 c に導入される。

液圧シリンダ 60 におけるロッド側圧力室 60 b の面積 A_R は、ヘッド側圧力室 60 c のそれよりも小さいため、液圧ポンプ 62 からヘッド側圧力室 60 c に送り込まれる圧液流量だけでは不足し、その不足分をパイロットチェック弁 64 を通じてタンク T から吸入することになる。

次に、加工具 63 がワーク 65 に接触すると、加工反力のためにヘッド側圧力室 60 c 内が高圧になる。この状態で液圧ポンプ 62 はヘッド

側圧力室 60 c に圧液を送り込むため、ロッド 60 a が伸長する。このとき、ロッド側圧力室 60 b から排出された圧液は、ポンプ 62 に吸入されるが、液圧シリンダ 60 の容積差のため、吐出した圧液よりも少ない量の圧液しかポンプ 62 に戻らない。この場合の圧液不足分はチェック弁 66 を通じてタンク T から吸入される。

このような構成の装置においては、液圧シリンダ 60 の動作状態に応じて液圧ポンプ 62 の両側のポートが高圧になることから、通常、ポンプ内部の管路は高圧に耐えるよう小径に構成されており、従ってタンク T から圧液を吸入しにくいという問題があり、また、一定方向に液圧シリンダ 60 を駆動しているにも拘わらず、液圧シリンダ 60 に作用する負荷の方向によってシリンダ速度が変化してしまうという問題がある。ちなみにロッド側圧力室 60 b が高圧になる方が、ヘッド側圧力室 60 c が高圧になる場合よりも液圧シリンダ 60 が高速に移動する。

そこで、特公昭 59-39601 号公報には、第 8 図に示すように、2 個の可変容量形ポンプ 70, 71 とチャージポンプ 72 を組み合わせることにより、シリンダ 73 の負荷の方向に拘わらず油圧ポンプ 70、副油圧ポンプ 71 の吐出量に応じた速度でシリンダ 73 を駆動させることのできる駆動油圧回路が示されている。

ところが、上記副ポンプ 71 の高圧側と低圧側は分離して使用されており、副油圧ポンプ 71 の低圧側に、チャージポンプ 72 からの作動油を押し込むように構成されている。従って、この駆動油圧回路では、チャージポンプ 72 から吐出される余剰流量についてはリリーフ弁 74 からリリーフされるために損失となり、また、副ポンプ 71 が管路 75 に作動油を吐出する際には、その流量分がリリーフ弁 74 からリリーフされて損失となり、さらにまた、油圧ポンプ 70 で流量制御をしているということは、ポンプを駆動している原動機を一定回転速度で使用していると推定されるため、エネルギー損失が大きいという問題がある。

本発明は、上記した従来の電動液圧駆動装置における課題を考慮してなされたものであり、ヘッド側及びロッド側圧力室に容積差のある液圧

シリンダを、伸長方向及び縮小方向ともに損失を抑制して効率よく駆動させることのできる液圧シリンダ回路を提供するものである。

発明の開示

請求項 1 の発明は、電動機によって駆動される第 1 及び第 2 両液圧ポンプを備え、片側ロッド式の液圧シリンダのヘッド側圧力室とタンクとの間に上記第 1 液圧ポンプ、ロッド側圧力室とタンクとの間に上記第 2 液圧ポンプをそれぞれ接続し、この両液圧ポンプの吐出量を Q_1 , Q_2 とし、上記液圧シリンダのヘッド側圧力室の断面積を A_h 、ロッド側圧力室の断面積を A_r として、上記吐出量 Q_2 が、 $Q_1 \times (A_r / A_h)$ の値と実質的に同じになるように圧液を上記両側圧力室に供給し両側圧力室から排出するように構成した液圧シリンダ回路である。

請求項 1 の発明に従えば、片側ロッド式の液圧シリンダのヘッド側及びロッド側両圧力室に対し別々の液圧ポンプから $Q_2 = Q_1 \times (A_r / A_h)$ の関係、すなわち、断面積比に対応する流量比で液圧を供給、排出するため、液圧シリンダを伸長側及び縮小側にそれぞれ同じ速度で作動させることができるようになる。また、圧液の補充、過剰圧液の排出を行わないため回路構成を簡素化することができる。さらにまた、液圧ポンプの駆動に応じて電動機を回転させるようにしても圧液吸込み不足によるキャピテーションを発生することがないという利点がある。

請求項 2 の発明では、ポンプ容積 q_1 , q_2 が $q_2 = q_1 \times (A_r / A_h)$ の関係を有する固定容量型ポンプを使用することにより、また、請求項 3 の発明では、両ポンプを別々のモータで駆動し、 $Q_2 = Q_1 \times (A_r / A_h)$ の関係が成立するように両ポンプの容積と回転数を設定することにより、さらにまた、請求項 4 の発明では、少なくとも一方のポンプを可変容量型としてポンプ容量を制御することにより、それぞれ本発明の目的を達成することができる。

なお、請求項 3 の発明によれば、両ポンプを別々の電動機で駆動させるようにしたため、ポンプ容積を厳密に設定しなくともポンプ回転数を調整するだけで適性圧液流量を得ることができ、請求項 4 の発明によれ

ば、ポンプ容積が固有でないため、市販のポンプを使用することができ、或いは他のポンプを流量することができる。

請求項 5 の発明は、電動機によって駆動される第 1 及び第 2 両液圧ポンプと、両側圧力室に容積差があり液圧ポンプから吐出される圧液が供給される液圧シリンダとを備え、この液圧シリンダの両側圧力室に第 1 液圧ポンプを接続し、第 2 液圧ポンプの一方のポートは液圧シリンダの大容積側の圧力室に接続し、他方のポートはタンクに接続した液圧シリンダ回路である。

請求項 5 の本発明に従えば、例えば片側ロッド式の液圧シリンダを伸長させると、容積差によって第 1 の液圧ポンプから大容積側としての例えばヘッド側に供給される圧液量が不足する。この圧液量の不足分を、ロッド側給排路が負圧になることを利用してタンクから圧液を吸入するのではなく、第 2 の液圧ポンプの低圧側に接続されたタンクから自吸するように構成したため、液圧シリンダの伸縮動作においてシリンダ速度の変動を解消することができる。この場合、液圧シリンダ回路は閉回路を構成しているため、無駄のない流量制御が行える。

請求項 6 の発明は、上記第 1 及び第 2 液圧ポンプを固定容量型ポンプで構成したものである。この場合、電動機の回転方向と回転速度を制御することにより液圧シリンダに対して給排される圧液流量を調整することができる。

請求項 7 の発明は、上記液圧ポンプの一方または両方を可変容量型ポンプで構成したものである。ポンプの容量を切り換えれば、液圧シリンダ伸縮動作時において給排路に生じる圧液の過不足を解消することができる。

請求項 8 の発明は、上記液圧シリンダの作動方向に拘わらず、常に余剰流量がタンクに流出するように可変容量型ポンプの容量が切換制御されるようにしたものである。それにより、圧液不足分をタンクから吸入する必要がないため、液圧ポンプや給排路中でキャビテーションを起こす虞れがなくなる。

請求項 9 の発明は、上記余剰流量をタンクに戻す戻り管路に低圧の圧力制御弁を有し、戻り液に背圧をかけるように構成したものである。それにより、液圧シリンダを安定に減速制御することができるようになる。

請求項 10 の発明は、上記両液圧ポンプを一つの電動機の出力軸に接続したものである。それにより、省スペース化を図ることができ、且つ液圧シリンダ回路をシンプルにすることができる。

請求項 11 の発明は、上記両液圧ポンプをタンデムポンプで構成したものであり、省スペースが得られる。

請求項 12 の発明は、上記請求項 5 記載の液圧シリンダ回路に、液圧シリンダを操作するための操作手段と、液圧ポンプから液圧シリンダに通じる給排路を遮断または連通させ、遮断位置で上記液圧シリンダを停止状態に保持する停止保持弁と、給排路とタンクとを接続している戻り液路に設けられ遮断位置と連通位置を有する切換弁とを備え、液圧シリンダに作用する外力の方向を検出してその外力を担わない側の給排路を、上記切換弁を介して連通させ上記タンクに連通させるように構成したものである。それにより、一方向に液圧シリンダを作動させているにも拘わらず液圧シリンダに作用する負荷の方向によってシリンダ速度が変動するという問題を解消することができる。

請求項 13 の発明は、上記第 1 の液圧ポンプが各ポートを通じて双方向に圧液が流れる両側高圧ポンプであり、上記第 2 の液圧ポンプが、一方のポートが高圧側となり他方のポートがタンクに連通されて常時低圧側となる片側高圧ポンプからなるものである。このように構成すれば、不足分の圧液を第 2 の液圧ポンプを通じて容易に自吸することができるため、液圧シリンダを定速で動作させることができるようになる。

請求項 14 の発明は、上記給排路の自己圧とは別の外部パイロット圧で上記切換弁を切り換え動作させるものである。それにより、負荷方向と同じ方向に液圧シリンダを作動させる場合であっても液圧シリンダにショックが発生せず、その液圧シリンダを円滑に作動させることができる。

図面の簡単な説明

第 1 図は、本発明に係る液圧シリンダ回路の第 1 実施形態を示す油圧回路図である。

第 2 図は、本発明の第 2 実施形態を示す油圧回路図である。

第 3 図は、本発明の第 3 実施形態を示す油圧回路図である。

第 4 図は、本発明の第 4 実施形態を示す油圧回路図である。

第 5 図は、本発明の第 5 実施形態を示す油圧回路図である。

第 6 図は、本発明の第 6 実施形態を示す油圧回路図である。

第 7 図は、従来のアクチュエータ駆動装置の回路構成図である。

第 8 図は、従来の別のアクチュエータ駆動装置の回路図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施形態を第 1 図～第 6 図に基づいて説明する。

(a) 第 1 実施形態

第 1 図において、1 は図示しない発電機または商用電源を電力源とする電動機であり、この電動機 1 によって固定容量型の第 1 及び第 2 両油圧ポンプ（液圧ポンプ）2, 3 が駆動される。

第 1 油圧ポンプ 2 は、片側ロッド式の油圧シリンダ（液圧シリンダ）4 のヘッド側油室（ヘッド側圧力室）4 a とタンク T との間に接続され、第 2 油圧ポンプ 3 は同じくロッド側油室 4 b とタンク T との間に接続されている。

両ポンプ 2, 3 は、図示しないコントローラによって電動機 1 の回転方向と回転数が制御されることにより回転方向と吐出量が制御される。それにより、油圧シリンダ（液圧シリンダ）4 の伸縮作動方向と速度が制御される。

ここで、両ポンプ 2, 3 のポンプ容積 q_1 , q_2 は、油圧シリンダ 4 のヘッド側及びロッド側両油室 4 a, 4 b の断面積 A_h , A_r との関係において、

$$q_2 = q_1 \times (A_r / A_h)$$

に設定（例えば、 $A_r / A_h = 1/2$ であれば、 $q_2 = q_1/2$ に設定）されてい

る。

この設定とすれば、両ポンプ 2, 3 の吐出量 Q_1 , Q_2 は、上記ポンプ容積に基づいて、

$$Q_2 = Q_1 \times (A_r / A_h)$$

となり、例えばシリンダ縮小時に、ヘッド側油室 4 a には第 1 油圧ポンプ 2 から

$$q_1 \times \text{ポンプ回転数} = Q_1$$

の油が流入し、ロッド側油室 4 b から第 2 油圧ポンプ 3 を通って

$$q_2 \times \text{ポンプ回転数} = Q_2$$

の油がタンクに戻される。

従って、上記設定により、ポンプ回転数（電動機回転数）が同じであれば油圧シリンダ 4 の伸長動作と縮小動作が同速で行われる。

しかもこのように構成すると、

1) 両ポンプ 2, 3 には必要十分な量の油がタンク T から吸い込まれ、自吸性が良いため、回路内に油量不足が発生するおそれがない。

2) 油圧シリンダ 4 から流出する油はタンク T に戻され、過剰油が発生することもないという利点がある。

このため、シリンダ駆動時にのみ電動機 1 でポンプ 2, 3 を駆動するハイブリッド方式においても、運転開始時等にキャビテーションが発生するおそれがない。

(b) 第 2 実施形態

第 2 図に示す構成では、両ポンプ 2, 3 が別々の電動機 1 A, 1 B によって駆動される構成となっている。なお、第 2 図及び第 3 図において第 1 図と同じ構成については同一符号を付してその説明を省略する。

第 2 図に示す構成をとる場合、両ポンプ 2, 3 のポンプ容積 q_1 , q_2 の関係を

$$q_2 = q_1 \times (A_r / A_h)$$

に設定する必要はなく、

$$Q_2 = Q_1 \times (A_r / A_h)$$

の関係が得られるように両ポンプ 2, 3 の回転数（モータ 1 A, 1 B の回転数）を設定すればよい。

すなわち、この第 2 実施形態ではポンプ容積（ポンプサイズ）を自由に選択することができるという利点がある。

また、現実問題としてポンプ容積は必ずしも設定通りに正確に得られない。そのような場合であっても、この第 2 実施形態のようにポンプ回転数によってシリンダ流入、流出流量を調整することによって適正流量を正確に得ることができるようになる。

なお、第 2 図では、両ポンプ 2, 3 に固定容量型ポンプを用いた場合を示しているが、流量調整の自由度を広げる意味で可変容量型ポンプを用いてもよい。

(c) 第 3 実施形態

第 3 図に示す構成では、両ポンプ 2, 3 を共通の電動機 1 で駆動する第 1 実施形態の構成を前提として、両ポンプ 2, 3 にそれぞれ可変容量型ポンプが用いられる。図示しないコントローラ及びポンプレギュレータにより、

$$Q2 = Q1 \times (Ar/Ah)$$

の関係が得られるようにこの両ポンプ 2, 3 の容量を制御する構成がとられている。

この場合、油圧シリンダ 4 のヘッド側、ロッド側両圧力（流入側、流出側圧力）を圧力計 5, 6 で検出してコントローラに入力し、この圧力が所定の範囲になるようにポンプ容量を制御するようにしてもよい。

この構成によると、ポンプ容積 q_1 , q_2 が固有にならないため、市販のポンプを使用し、または他から流用したポンプを用いることができる。

なお、両ポンプ 2, 3 のいずれか一方のみを可変容量型として、そのポンプ容積を他方のポンプの吐出量と関係づけて相対的に制御するようにしてもよい。

(d) 第 4 実施形態

第 4 図に示す液圧シリンダ回路は建設機械への適用例を示したものであり、圧油の不足分を補給するために第 2 の油圧ポンプを設け、そのポンプの低圧側をタンクに接続することによって自吸性を高めるようにしている。

同図においてこの液圧シリンダ回路は、駆動源としてのエンジン 10 と、このエンジン 10 によって駆動される発電機 11 と、この発電機 11 で作られた電力を蓄えるバッテリー 12 と、インバータ 13 を介しそのバッテリー 12 から供給される電力によって回転する電動機 14 と、この電動機 14 によって回転駆動される第 1 油圧ポンプ（液圧ポンプ）15 及び第 2 油圧ポンプ（液圧ポンプ）16 とを備えている。

上記電動機 14 は正逆両方向に回転することができ、且つ回転速度を変更することができる。

第 1 油圧ポンプ 15 及び第 2 油圧ポンプ 16 はそれぞれ固定容量ポンプからなり、電動機 14 の回転方向に応じて圧油の吐出方向が変化し、回転速度に応じて吐出量が変化するものである。

また、第 1 油圧ポンプ 15 は両側ポートを通じて双方向に圧油が流れる両側高圧ポンプであり、第 2 油圧ポンプ 16 は、一方側のポートが高圧側となり、他方側のポートがタンクに連通され常時低圧側となる片側高圧ポンプである。

なお、第 1 ポンプ 15 と第 2 ポンプ 16 はタンデムポンプから構成されておりその順番は任意であるが、通常、大容量ポンプが入力軸側に配置される。また、本実施形態では電動機 14 の出力軸に二つのポンプを列設したが、これに限らず、電動機 14 の両側に配設した各出力軸にそれぞれ油圧ポンプ 15, 16 を配置するものであってもよい。

上記第 1 油圧ポンプ 15 及び第 2 油圧ポンプ 16 と、これらのポンプ 15, 16 から吐出される圧油によって駆動される油圧シリンダ（液圧シリンダ）17 とが給排路 18, 19 により接続されて液圧シリンダ回路 20 が構成されている。

詳しくは、第 1 油圧ポンプ 15 のポート H は油圧シリンダ 17 のヘッ

ド側給排路 19 に、ポート R はロッド側給排路 18 にそれぞれ接続されており、ポンプ回転方向に応じて一方のポートから圧油を吸入し、他方ポートから吐出するようになっている。

また、第 2 油圧ポンプ 16 のポート H は、容積が大きい方の圧力室としてのヘッド側給排路 19 に接続され、ポート R はタンク T に接続されている。このポート R は常に低圧で使用されるものであり、管路径を大きくとり、圧力損失を小さくして自吸性能が高められるように設計されている。

また、ポンプ回転方向に応じ、例えば右回転ではタンク T から圧油を吸入してヘッド側給排路 19 に吐出し、逆回転（左回転）ではヘッド側給排路 19 から圧油を吸入してタンク T に排出する。

この液圧シリンダ回路 20 のロッド側（縮小側）及びヘッド側（伸長側）両給排路 18, 19 にそれぞれ油圧パイロット式の停止保持弁 21, 22 が設けられるとともに、両給排路 18, 19 間には、オーバーロードリリーフ弁 23 と低圧選択弁 24, 25 が設けられている。

ロッド側給排路 18 に接続された切換弁としての低圧選択弁 24 は、遮断位置 a と連通位置 b との間で切り換わるようになっており、連通位置 b に切り換わるとロッド側給排路 18 がタンク T に連通する。

一方、ヘッド側給排路 19 に接続された低圧選択弁 25 は、遮断位置 c と連通位置 d との間で切り換わるようになっており、連通位置 d に切り換わるとヘッド側給排路 19 がタンク T に連通する。

これらの低圧選択弁 24, 25 はコントローラ 26 によって制御される。詳しくは、液圧シリンダ回路 20 のヘッド側圧力は圧力センサ S_1 によって検出され P_H としてコントローラ 26 に与えられる。また、ロッド側圧力は圧力センサ S_2 によって検出され P_R としてコントローラ 26 に与えられる。これらの圧力センサ S_1 及び S_2 は油圧シリンダ 17 に作用する負荷の方向を検出するためのものである。

コントローラ 26 は、検出されたヘッド側圧力 P_H 及びロッド側圧力 P_R からシリンダ推力 F を式 $F = A_H \times P_H - A_R \times P_R$

から求め、 $F \geq 0$ の場合には低圧選択弁 24 を連通位置 b に切り換える。 $F < 0$ の場合には低圧選択弁 25 を連通位置 d に切り換える。ただし、 A_H はヘッド側面積、 A_R はロッド側面積を示す。

両停止保持弁 21, 22 は、給排路 18, 19 を遮断する遮断位置イと、開通させる連通位置ロとの間で切り換わるようになっており、遮断位置イでは油圧シリンダ 17 からの圧油の流出（ポンプ 15 でのリーク）が止められて油圧シリンダ 17 が停止状態に保持される。

この両停止保持弁 21, 22 のパイロットポートに接続されたパイロットライン 28a, 28b は、電磁切換式の停止保持制御弁 29a, 29b、パイロットライン 30a, 30b を介してパイロットポンプ 31a, 31b に接続されている。そして例えば停止保持制御弁 29a が遮断位置 e から連通位置 f に切り換えられると、パイロットポンプ 31a からパイロット圧が供給される。そのパイロット圧を受けて停止保持弁 21 が遮断位置イから連通位置ロに切り換わるようになっている。なお、停止保持弁 22 の動作も上記した停止保持弁 21 の動作と同じである。

上記停止保持制御弁 29a, 29b はコントローラ 26 によって制御される。このコントローラ 26 には操作手段としての操作部（例えばポテンショメータ）27 が備えられる。この操作レバー 27a（ペダルでもよい）を操作すると、その操作部 27 からコントローラ 26 に操作信号（指令信号）が与えられる。

このコントローラ 26 は主として次の制御を実行する。

1) 操作レバー 27a の操作方向と操作量に応じて電動機 14 の回転方向と速度（または速度とトルク）を制御する。

2) エンジン 10 を、通常はエネルギー効率の良い回転数領域で回転するように図示しないエンジンコントローラを介して制御する。

3) 停止保持制御弁 29a, 29b を、操作レバー 27a 非操作時には遮断位置 e とし、操作レバー 27a 操作時にその操作方向に応じて遮断位置 e から連通位置 f に切り換える。

次に、上記構成を有する液圧シリンダ回路の動作について説明する。

(d-1) シリンダ停止時

操作レバー 27 a が操作されないときは、電動機 14、第 1 油圧ポンプ 15、第 2 油圧ポンプ 16 が停止している。このとき、低压選択弁 24、25 はそれぞれ遮断位置 a、c となり、両停止保持弁 21、22 もそれぞれ遮断位置イにセットされる。

この状態では、両給排路 18、19 が遮断されていることにより第 1 及び第 2 油圧ポンプ 15、16 から油圧シリンダ 17 への圧油の移動はなく油圧シリンダ 17 は外力が作用しても停止状態に保持される。ただし、油圧シリンダ 17 に異常な外力が加わった場合には、オーバーロードリリーフ弁 23 が作動し、油圧回路を保護する。

(d-2) シリンダ作動時

操作レバー 27 a が伸長または縮小操作されると、その指令信号がコントローラ 26 からインバータ 13 を経由して電動機 14 に駆動信号として送られる。その電動機 14 が指令速度で指令方向に回転することにより、第 1 及び第 2 油圧ポンプ 15、16 が駆動する。

一方、指令信号はコントローラ 26 から停止保持制御弁 29 a、29 b にもパイロット信号として送られ、同弁 29 a、29 b はそれぞれ遮断位置 e から連通位置 f に切り換わる。具体的には、伸長操作時にはロッド側停止保持弁 21 が連通位置ロに切り換わる。これとは逆に縮小操作時にはヘッド側停止保持弁 22 が連通位置ロに切り換わって液圧シリンダ回路 20 に圧油が流れ、油圧シリンダ 17 が伸長または縮小する。

この第 4 実施形態に係る液圧シリンダ回路の狙いは、第 1 油圧ポンプ 15 と第 2 油圧ポンプ 16 の容量をシリンダヘッド側面積 A_H とロッド側面積 A_R に応じて決めることである。そうすれば、油圧シリンダ 17 の伸長動作と縮小動作において流量の過不足がなくなるはずである。

詳しくは、第 4 図の構成において、ヘッド側面積 A_H が $\pi/4 \times 11^2 = 95.03\text{cm}^2$ 、ロッド側面積 A_R が $\pi/4 \times (11^2 - 7^2) = 56.55\text{cm}^2$ とし、第 1 油圧ポンプ 15 の理論容量 q_1 が $30\text{cm}^3/\text{rev}$ とすると、第 2 油圧ポンプ 1

6 の理論容量 q_2 は、 $q_2 = (A_H - A_R)/A_R \cdot q_1 = 38.48/56.55 \times 30 = 20.41 \text{ cm}^3/\text{rev}$ となる。

ここで、電動機 14 の回転数 $N = 2200 \text{ rpm}$ とすると、油圧シリンダ 17 のヘッド側給排路 19 の流量 Q_H は、第 1 油圧ポンプ 15 の理論容量 q_1 と第 2 油圧ポンプ 16 の理論容量 q_2 が加算されるため、 $(30 + 20.41) \times 2200 = 110.9 \text{ l/min}$ となり、一方、油圧シリンダ 17 のロッド側給排路 18 の流量 Q_R は $30 \times 2200 = 66.0 \text{ l/min}$ となる。

このように、油圧シリンダ 17 におけるヘッド側面積 A_H とロッド側面積 A_R との容積差に応じて給排路 18, 19 を流れる圧油の流量 Q_H , Q_R をそれぞれ設定すれば、回路の損失を抑制して油圧シリンダ 17 を効率よく駆動させることができるようになる。

ロッド側面積 A_R がヘッド側面積 A_H よりも小さい液圧シリンダを伸長させたとき、その容積差によって油圧ポンプからヘッド側管路に供給される圧油が不足する。この圧油の不足分を、従来はロッド側給排路が負圧になることを利用してタンクから吸入していた。これに対し、第 4 の実施形態では、第 2 の油圧ポンプ 16 を設けその低圧側に接続されたタンク T から圧油を吸入するように構成したため自吸性に優れるとともに、液圧シリンダ回路の損失を低減させることが可能になる。

ただし、第 1 油圧ポンプ 15 と第 2 油圧ポンプ 16 の容量をシリンダヘッド側面積 A_H とロッド側面積 A_R との容積差に応じて決めたとしても、ポンプ流量が過不足ない状態は現実的にはあり得ない。なぜなら、両ポンプ 15, 16 とともにポンプケーシング内へドレーンした圧油は、ドレン回路を通じてタンク T に流出されるために吸入流量 = 吐出流量 + ドレン流量となり、また、油圧シリンダ 17 の高圧側では圧油が圧縮される分だけさらに体積が小さくなり、また、第 1 油圧ポンプ 15 と第 2 油圧ポンプ 16 とで性能差があるためにドレン流量は一定せず、さらには経年変化によっても性能差が発生するからである。

しかしながら、上記理由による流量の変動量は、一つの油圧ポンプを用いて圧油を給排する場合の流量変動量に比べるとはるかに小さいもの

である。従って、アンチキャビテーションチェック弁 3 2 や低圧選択弁 2 4, 2 5 を流れる流量は非常にわずかであり、結果として各弁 3 2, 2 4, 2 5 を小さな弁で構成することができるとともに回路の損失も少なくすることができるという利点がある。

また、第 1 油圧ポンプ 1 5 と第 2 油圧ポンプ 1 6 の容積比が理想値から外れたとしても、アンチキャビテーションチェック弁 3 2 から吸入する流量が僅かに増加するか、または低圧選択弁 2 4, 2 5 から排出される流量が僅かに増加するだけであり、油圧シリンダ 1 7 の動作速度が大きく変動することはない。

(e) 第 5 実施形態

次に第 5 図に示す構成について説明するが、以下の説明において第 4 図と同じ構成要素については同一符号を付してその説明を省略する。

第 5 図に示す構成では上述した低圧選択弁 2 4, 2 5 の代わりに 3 位置切換式の低圧選択弁 3 3 を用いている。この低圧選択弁 3 3 は中立位置 g、ロッド側選択位置 h、ヘッド側選択位置 i を有し、操作レバー 2 7 a の操作に応じて切り換わるようになっている。この構成によれば、第 4 図に示した低圧選択弁 2 4, 2 5 を一つの切換弁で構成することができるため、回路構成をシンプルにすることができる。

(f) 第 6 実施形態

第 6 図に示す構成は、液圧シリンダ回路の効率を向上させるものである。

同図では上述した第 2 の油圧ポンプ 1 6 に代えて、可変容量型としての 2 容量切換式油圧ポンプ（以下、切換油圧ポンプと呼ぶ）3 4 を用いている。

この切換油圧ポンプ 3 4 の吐出流量を設定するにあたり、まず、上記第 2 の油圧ポンプ 1 6 の容量 q_2 を変化させた場合の流量の過不足を調べてみる。

(f-1) まず容量 q_2 を大きくしてみる。具体的には $25 \text{ cm}^3/\text{rev}$ にする。ヘッド側流量 Q_H は、

$$Q_H = (q_1 + q_2)N = (30 + 25) \times 2200 \times 10^{-3} = 121 \text{ l/min},$$

ヘッド側流量で決まるシリンダ速度 V_H は、

$$V_H = (q_1 + q_2)N/A_H \times 1/60 = 21.22 \text{ cm/sec}$$

ロッド側流量 Q_R は、

$$Q_R = q_1 \times N = 30 \times 2200 \times 10^{-3} = 66 \text{ l/min},$$

$$V_R = q_1 \cdot N/A_R \times 1/60 = 19.45 \text{ cm/sec}$$

【表 1】

作動方向 負荷の方向	伸長動作 (A 方向)	縮小動作 (B 方向)
B 方向 (縮小方向)	ヘッド側流入量が速度を支配する $V_H = 21.22 \text{ cm/sec}$ $R \text{ 側流出量} = A_R V_H$ $= 72.0 \text{ l/min}$ $q_1 \text{ ポンプ吸入量} = 66 \text{ l/min}$ $\text{余剰油} = 72.0 - 66.0 = 6 \text{ l/min}$	ヘッド側からの流出量が速度を支配する $V_H = 21.22 \text{ cm/sec}$ $R \text{ 側流入量} = A_R V_H$ $= 72.0 \text{ l/min}$ $q_1 \text{ ポンプのロッド側への吐出量}$ $= 66 \text{ l/min}$ シリンダロッド側での不足油 $= 6 \text{ l/min}$
A 方向 (伸長方向)	ロッド側からの流出量が速度を支配する $V_R = 19.45 \text{ cm/sec}$ $H \text{ 側流入量} = A_H V_R$ $= 110.9 \text{ l/min}$ $q_1 + q_2 \text{ ポンプ吐出量}$ $= 121 \text{ l/min}$ $\text{余剰油} = 121 - 110.9$ $= 10.1 \text{ l/min}$	ロッド側への流入量が速度を支配する $V_R = 19.45 \text{ cm/sec}$ $H \text{ 側流出量} = A_H V_R$ $= 110.9 \text{ l/min}$ $q_1 + q_2 \text{ ポンプ吸入量}$ $= 121 \text{ l/min}$ ポンプ吸入側での不足油 $= 10.1 \text{ l/min}$

表 1 中の余剰油は低圧選択弁 24 を介してタンク T に排出する。不足油はチェック弁 32 を通じてタンク T より吸入することになる。

(f-2) 次に q_2 を小さくしてみる。具体的には $15 \text{ cm}^3/\text{rev}$ にする。ただし、 $N = 2690 \text{ rpm}$ とする。

$$Q_H = (30+25) \times 2690 \times 10^{-3} = 121 \text{ l/min},$$

$$V_H = 21.2 \text{ cm/sec}$$

$$Q_R = 30 \times 2690 \times 10^{-3} = 81 \text{ l/min},$$

$$V_R = 23.9 \text{ cm/sec}$$

【表2】

作動方向 負荷の方向	伸長動作(A方向)	縮小動作(B方向)
B方向 (縮小方向)	ヘッド側流入量が速度を支配する $V_H = 21.2 \text{ cm/sec}$ ロッド側流出量 = 71.9 l/min q 1 ポンプ吸入量 = 81 l/min q 1 ポンプ吸収量不足 = 9.1 l/min	ヘッド側からの流出量が速度を支配する $V_H = 21.2 \text{ cm/sec}$ ロッド側流入量 = 71.9 l/min q 1 ポンプの吐出量 = 81 l/min q 1 ポンプ吐出量余剰 = 9.1 l/min
A方向 (伸長方向)	ロッド側からの流出量が速度を支配する $V_R = 23.9 \text{ cm/sec}$ ヘッド側流入量 = 136 l/min q 1 + q 2 ポンプ吐出量 = 121 l/min シリンダヘッド側の不足油 = 136 - 121 = 15 l/min	ロッド側への流入量が速度を支配する $V_R = 23.9 \text{ cm/sec}$ ヘッド側からの流出量 = 136 l/min q 1 + q 2 ポンプ吸入量 = 121 l/min q 1 + q 2 ポンプの吸入余剰油 = 15 l/min

通常、不足油はチェック弁から吸い込み、余剰油は低圧選択弁から流出することになるが、油圧シリンダ 17 を伸縮させる場合に常に余剰油が出るように構成すれば、不足流量をタンク T から吸入する必要がないため、油圧ポンプや液圧シリンダ回路 20 内でキャビテーションを発生することがないという利点がある。

そして、常に余剰油が出るようにするためには上記表 1 及び表 2 から、シリンダ伸長時にはポンプ容量を大容量に切り換え、シリンダ縮小時には小容量に切り換えればよいことがわかる。

そこで、第 6 の実施形態では第 2 油圧ポンプを 2 容量切換式の切換式油圧ポンプ 3 4 とし、伸長動作時にその切換式油圧ポンプ 3 4 を大容量 ($25 \text{ cm}^3/\text{rev}$) に切り換え、縮小動作時には小容量 ($15 \text{ cm}^3/\text{rev}$) に切り換えるように構成した。それにより、油圧シリンダ 1 7 の伸長、縮小動作に拘わらず液圧シリンダ回路 2 0 は常に余剰流量となり、低压選択弁 2 4, 2 5 からその余剰流量をタンク T に戻すことができる。

なお、低压選択弁 2 4, 2 5 とタンク T との間の管路には例えば設定圧 $10 \text{ kg}/\text{cm}^2$ の低压リリーフ弁 (圧力制御弁) 3 5 を介設している。この構成において、シリンダ伸長時にロッド側から流出する圧油のほとんどは第 1 油圧ポンプ 1 5 に吸入されるが、余剰流量は低压選択弁 2 4 を作動させてタンク T に戻される。このとき、タンク T に戻す圧油を低压リリーフ弁 3 5 に通過させることにより $10 \text{ kg}/\text{cm}^2$ の背圧が立つことになる。この背圧は、油圧シリンダ 1 7 のロッド側油室において抵抗となり、油圧シリンダ 1 7 の伸長を減速させるように機能して制動力を発生することになる。

従って、負荷が吊り下げられている油圧シリンダ 1 7 のロッドを降下させる場合であっても、油圧シリンダ 1 7 をスムーズに作動させることができるようになる。

なお、上記第 6 の実施形態では第 2 油圧ポンプ 1 6 に代えて 2 容量切換式ポンプ 3 4 を用いたが、第 1 油圧ポンプ 1 5 を 2 容量切換式ポンプとすることもできる。また、容量を切り換えることができる油圧ポンプであれば上記した 2 容量に限らず、可変容量形油圧ポンプを使用することもできる。

また、液圧シリンダ回路 2 0 において、低压選択弁 2 4, 2 5 を給排路 1 8, 1 9 内の回路圧を用いて切り換えると、油圧シリンダ 1 7 の下げ動作時においてパイロットチェック弁を開いた瞬間に低压選択弁のストローク容積分だけ給排路中の圧油が減少し油圧シリンダ 1 7 がショックを伴って縮むことがある。しかしながら、本実施形態では低压選択弁 2 4, 2 5 を、給排路 1 8, 1 9 の圧油を用いて作動させず外部パイロ

ット方式としているため、上記問題を解消することができる。

また、本発明の液圧シリンダは上記実施形態では油圧シリンダで構成したが、これに限らず水圧シリンダにも適用することができる。

産業上の利用可能性

以上のように、本発明にかかる液圧シリンダ回路は、成形機、工作機械、プレス装置等の速度制御を必要とする任意の液圧シリンダ駆動装置として有用であり、特に、電動機で液圧ポンプを駆動し液圧シリンダに液圧を供給する液圧回路に好適である。

請求の範囲

1. 電動機によって駆動される第1及び第2両液圧ポンプを備え、片側ロッド式の液圧シリンダのヘッド側圧力室とタンクとの間に上記第1液圧ポンプ、ロッド側圧力室とタンクとの間に上記第2液圧ポンプをそれぞれ接続し、この両液圧ポンプの吐出量を Q_1 , Q_2 とし、上記液圧シリンダのヘッド側圧力室の断面積を A_h 、ロッド側圧力室の断面積を A_r として、上記吐出量 Q_2 が、 $Q_1 \times (A_r / A_h)$ の値と実質的に同じになるように圧液を上記両側圧力室に供給し両側圧力室から排出するように構成したことを特徴とする液圧シリンダ回路。
2. 上記第1及び第2液圧ポンプを固定容量型とし、それぞれのポンプ容積 q_1 , q_2 について、 $q_2 = q_1 \times (A_r / A_h)$ に設定したことを特徴とする請求項1記載の液圧シリンダ回路。
3. 上記第1及び第2両液圧ポンプを別々の電動機によって駆動し、 $Q_2 = Q_1 \times (A_r / A_h)$ の関係が成立するように、両液圧ポンプの容積 q_1 , q_2 と回転数を設定したことを特徴とする請求項1記載の液圧シリンダ回路。
4. 上記第1及び第2両液圧ポンプの少なくとも一方を可変容量型とし、 $Q_2 = Q_1 \times (A_r / A_h)$ の関係が成立するように上記可変容量型の液圧ポンプのポンプ容積を調整するように構成したことを特徴とする請求項1記載の液圧シリンダ回路。
5. 電動機によって駆動される第1及び第2両液圧ポンプと、両側圧力室に容積差があり上記液圧ポンプから吐出される圧液が供給される液圧シリンダとを備え、この液圧シリンダの両側圧力室に上記第1液圧ポンプを接続し、上記第2液圧ポンプの一方のポートは上記液圧シリンダの大容積側の圧力室に接続し、他方のポートはタンクに接続したことを特徴とする液圧シリンダ回路。
6. 上記第1及び第2液圧ポンプが固定容量型ポンプからなる請求項5記載の液圧シリンダ回路。
7. 上記液圧ポンプの一方または両方が可変容量型ポンプからな

り、上記液圧シリンダの作動方向に応じて上記ポンプの容量が切り換えられるように構成されている請求項 5 記載の液圧シリンダ回路。

8. 上記液圧シリンダの作動方向に拘わらず、常に余剰流量がタンクに流出するように上記可変容量型ポンプの容量が切換制御される請求項 7 記載の液圧シリンダ回路。

9. 上記余剰流量をタンクに戻す戻り管路に低圧の圧力制御弁を有し、戻り液に背圧をかけるように構成されている請求項 8 記載の液圧シリンダ回路。

10. 上記両液圧ポンプが一つの電動機の出力軸に接続されている請求項 5 ～ 9 のいずれかに記載の液圧シリンダ回路。

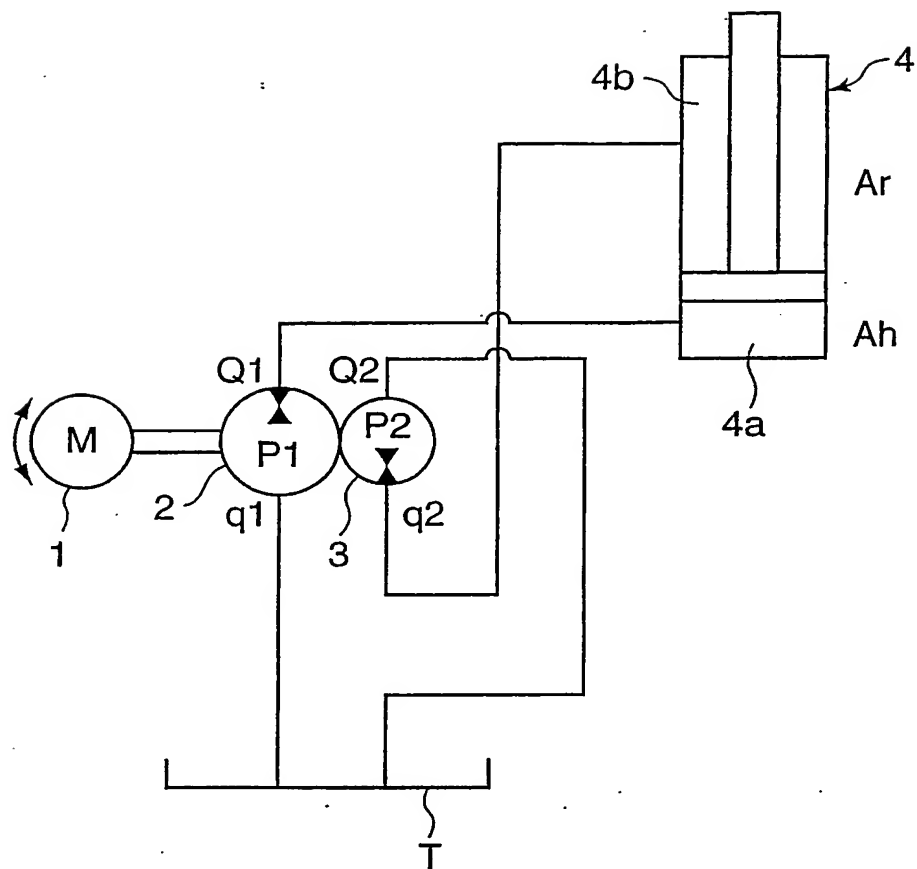
11. 上記液圧ポンプがタンデムポンプから構成されている請求項 5 ～ 10 のいずれかに記載の液圧シリンダ回路。

12. 請求項 5 記載の液圧シリンダ回路に、上記液圧シリンダを操作するための操作手段と、上記液圧ポンプから上記液圧シリンダに通じる給排路を遮断または連通させ、遮断位置で上記液圧シリンダを停止状態に保持する停止保持弁と、上記給排路とタンクとを接続している戻り液路に設けられ遮断位置と連通位置を有する切換弁とを備え、上記液圧シリンダに作用する外力の方向を検出してその外力を担わない側の給排路を、上記切換弁を介して連通させ上記タンクに連通させるように構成したことを特徴とする液圧シリンダ回路。

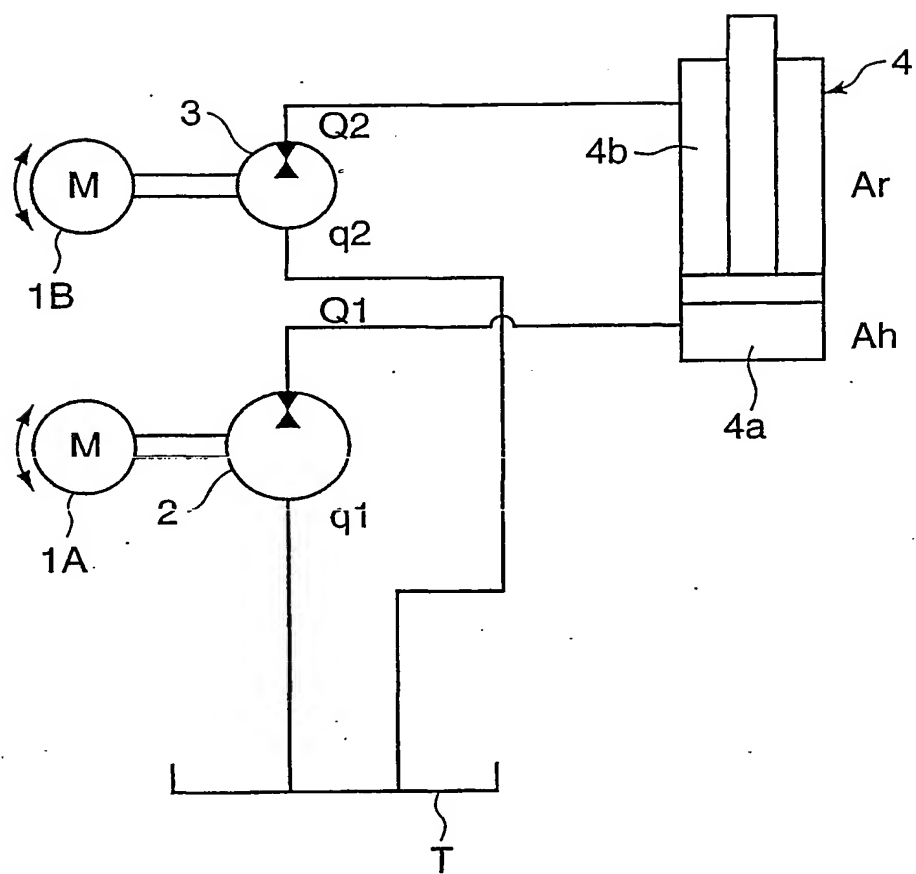
13. 上記第 1 の液圧ポンプは各ポートを通じて双方向に圧液が流れる両側高圧ポンプであり、上記第 2 の液圧ポンプは、一方のポートが高圧側となり他方のポートがタンクに連通されて常時低圧側となる片側高圧ポンプからなる請求項 12 記載の液圧シリンダ回路。

14. 上記給排路の自己圧とは別の外部パイロット圧で上記切換弁を切り換え動作させる請求項 12 または 13 に記載の液圧シリンダ回路。

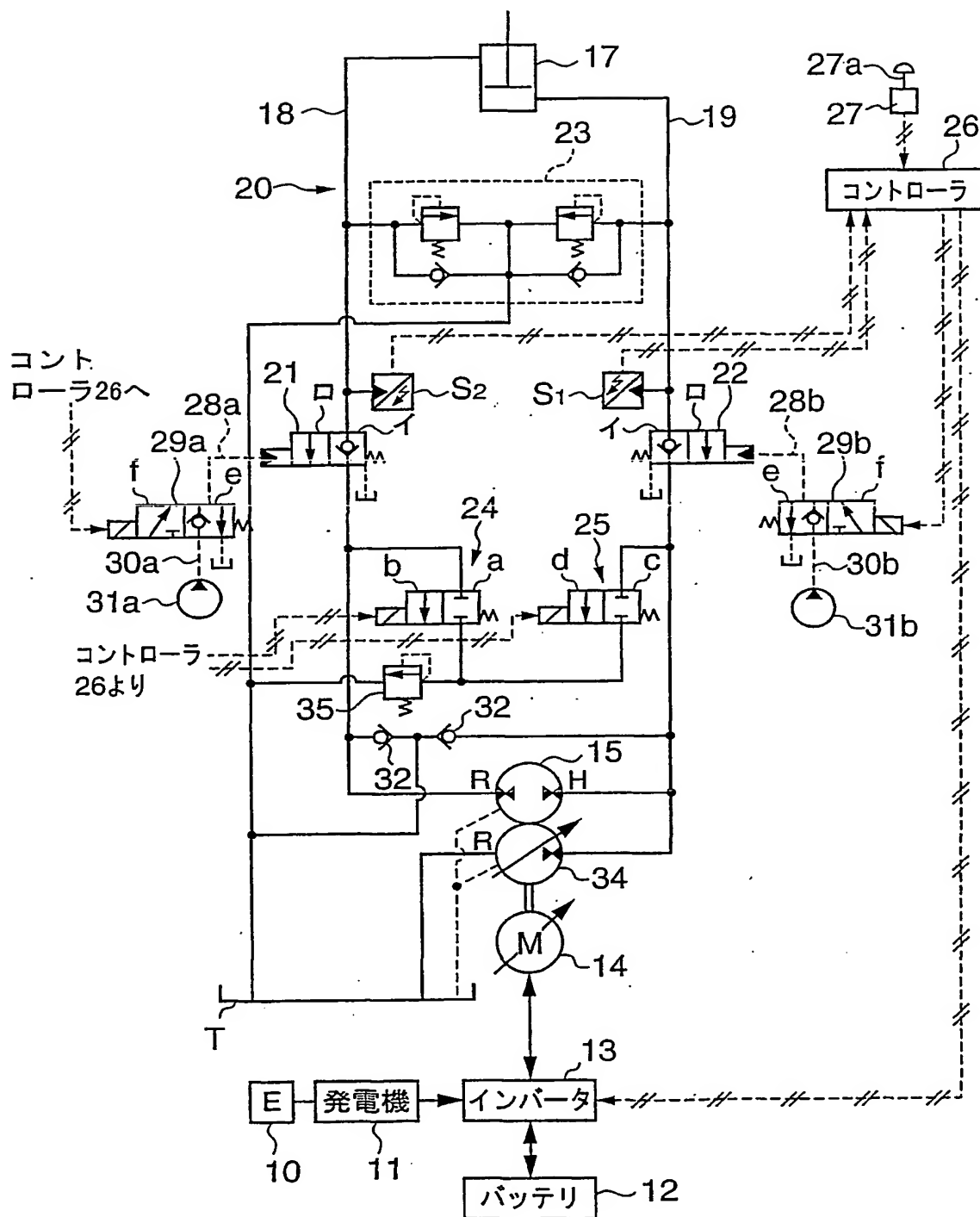
第 1 図



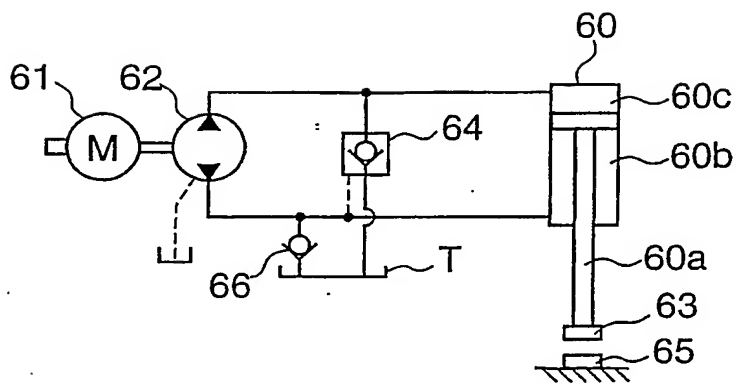
第 2 図



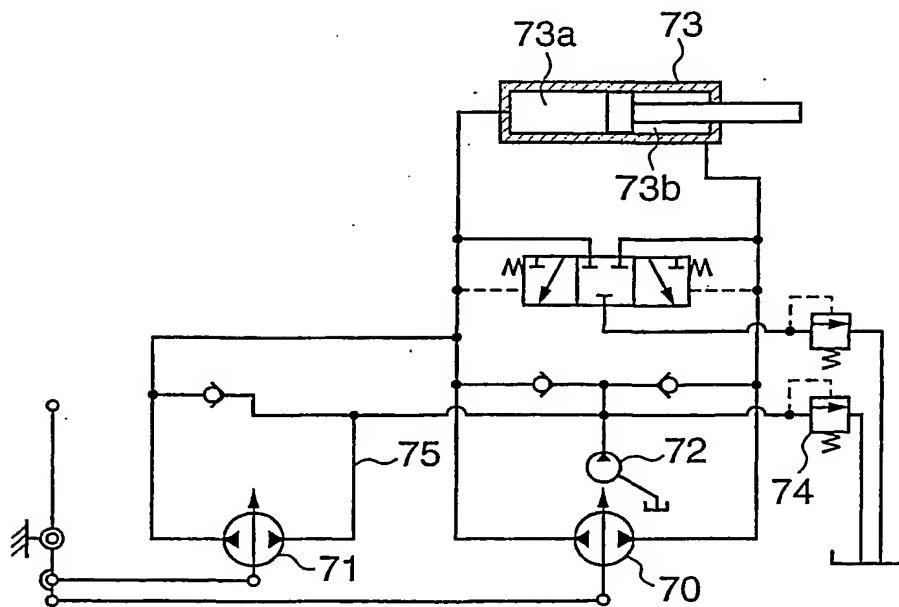
第 6 図



第 7 図



第 8 図



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/05828

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl.⁷ F15B11/02, 11/08

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl.⁷ F15B11/00-11/22

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2001
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2001	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2001

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 11-117907 A (Tokimec Inc.),	1, 2, 4
Y	27 April, 1999 (27.04.99) (Family: none)	3, 10, 11
X	JP 07-127606 A (Tokimec Inc.),	1, 4
Y	16 May, 1995 (16.05.95) (Family: none)	2, 3, 10, 11
Y	JP 07-19203 A (Kobe Steel, Ltd.),	3
	20 January, 1995 (20.01.95) (Family: none)	
EX	JP 2001-214903 A (Kayaba Industry Co., Ltd.),	1-3
EY	10 August, 2001 (10.08.01) (Family: none)	4
PX	JP 2001-90704 A (Tokimec Inc.),	1-3
PY	03 April, 2001 (03.04.01) (Family: none)	4
X	JP 48-44676 A (Yugen Kogyo K.K.),	5, 7
Y	27 June, 1973 (27.06.73) (Family: none)	6, 8-14
X	JP 62-4903 A (Kawasaki Heavy Industries, Ltd.),	5, 7
Y	10 January, 1987 (10.01.87) (Family: none)	6, 8-14

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
13 September, 2001 (13.09.01)Date of mailing of the international search report
25 September, 2001 (25.09.01)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/05828

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 58-102806 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 18 June, 1983 (18.06.83) (Family: none)	8, 9
Y	US 4464898 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 14 August, 1984 (14.08.84), & JP 57-110855 A & EP 56865 A1	12-14
Y	JP 60-81502 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 09 May, 1985 (09.05.85) (Family: none)	12-14
EX EY	JP 2001-241403 A (Kayaba Industry Co., Ltd.), 07 September, 2001 (07.09.01) (Family: none)	5, 6, 10, 11 7-9, 12-14

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F15B11/02, 11/08

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F15B11/00-11/22

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1926-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2001年
日本国実用新案登録公報	1996-2001年
日本国登録実用新案公報	1994-2001年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X Y	JP 11-117907 A (株式会社トキメック) 27. 4 月. 1999 (27. 04. 99) (ファミリーなし)	1, 2, 4 3, 10, 11
X Y	JP 07-127606 A (株式会社トキメック) 16. 5 月. 1995 (16. 05. 95) (ファミリーなし)	1, 4 2, 3, 10, 11
Y	JP 07-19203 A (株式会社神戸製鋼所) 20. 1月. 1995 (20. 01. 95) (ファミリーなし)	3

☒ C欄の続きにも文献が列举されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献
「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

13. 09. 01

国際調査報告の発送日

25.09.01

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
郵便番号 100-8915
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

窪田 治彦

3W

9026

電話番号 03-3581-1101 内線 3366

C (続き) . 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
EX EY	J P 2001-214903 A (カヤバ工業株式会社) 10. 8月. 2001 (10. 08. 01) (ファミリーなし)	1-3 4
PX PY	J P 2001-90704 A (株式会社トキメック) 3. 4 月. 2001 (03. 04. 01) (ファミリーなし)	1-3 4
X Y	J P 48-44676 A (油研工業株式会社) 27. 6月. 1 973 (27. 06. 73) (ファミリーなし)	5, 7 6, 8-14
X Y	J P 62-4903 A (川崎重工業株式会社) 10. 1月. 1 987 (10. 01. 87) (ファミリーなし)	5, 7 6, 8-14
Y	J P 58-102806 A (日立建機株式会社) 18. 6月. 1983 (18. 06. 83) (ファミリーなし)	8, 9
Y	US 4464898 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.) 14. 8月. 1984 (14. 08. 84) & J P 5 7-110855 A&EP 56865 A1	12-14
Y	J P 60-81502 A (日立建機株式会社) 9. 5月. 19 85 (09. 05. 85) (ファミリーなし)	12-14
EX EY	J P 2001-241403 A (カヤバ工業株式会社) 7. 9 月. 2001 (07. 09. 01) (ファミリーなし)	5, 6, 10, 11 7-9, 12-14